

Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко
БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ
ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Безопасность движения автотранспорта обуславливается рядом факторов, связанных как с самим автомобилем, так и с внешними условиями его движения. Проблема безопасности, связанная с конструкцией автомобиля, включает активную и пассивную безопасность [2, 11].

Под пассивной безопасностью понимаются те качества автомобиля, которые в случае аварии обеспечивают минимальные телесные повреждения людей. Повышению пассивной безопасности в настоящее время уделяется большое внимание. Ремни безопасности, специальное крепление рулевого колеса и рулевой колонки, применение упругих бамперов, упрочнение кузовов и кабины в значительной мере повышают пассивную безопасность.

Под активной безопасностью понимаются эксплуатационные качества автомобиля, обеспечивающие безаварийное движение во всех дорожных ситуациях.

Активная безопасность автомобиля характеризуется следующими основными эксплуатационными качествами: 1) тормозными качествами, т. е. способностью останавливаться на минимальном тормозном пути; 2) надежностью работы органов управления, главным образом рулевого управления и тормозных органов, механизмов и оборудования, влияющих на безопасность движения; 3) устойчивостью движения, т. е. способностью двигаться по прямой и на повороте без бокового скольжения, опрокидывания и существенного отклонения от выбранного водителем направления движения, причем устойчивость следует рассматривать при различных характерных режимах движения автомобиля — при торможении, разгоне и свободном движении как на горизонтальном, так и на наклонном участке дороги; 4) легкостью управления и плавностью хода автомобиля, обуславливающими снижение утомляемости водителя. Легкость управления определяется в основном количеством действий, совершаемых водителем при вождении автомобиля, усилиями, необходимыми для перемещения органов

управления, параметрами обзорности с места водителя, удобством расположения органов управления и контрольных приборов.

В данной работе рассматриваются лишь некоторые вопросы активной безопасности движения автомобиля при торможении, главным образом способы уменьшения тормозного пути, повышения надежности работы тормозов и устойчивости движения автомобиля на прямолинейном участке.

Тормозной путь. Под тормозным путем понимается расстояние, проходимое автомобилем с момента начала перемещения тормозной педали до момента остановки автомобиля. Длина фактического тормозного пути s определяется по формуле [3]:

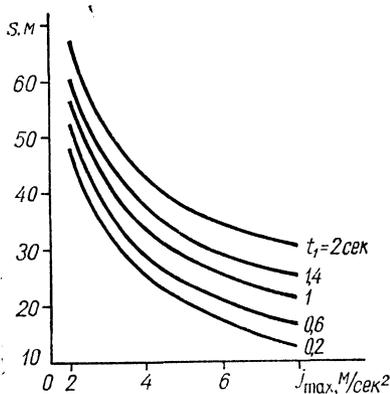


Рис. 1. Диаграмма зависимости тормозного пути s от максимального замедления j_{\max} (при $v_0 = 13,9$ м/сек)

$$s = v_0 t_0 + v_0 \frac{t_1}{2} + \frac{v_0^2}{2j_{\max}} - \frac{j_{\max}}{24} t_1^2, \quad (1)$$

где v_0 — скорость автомобиля в начале торможения, м/сек; t_0 — время от начала перемещения тормозной педали до момента соприкосновения накладок с барабаном, сек; t_1 — время от момента соприкосновения накладок с барабаном до момента достижения автомобилем максимального замедления j_{\max} , т. е. время нарастания замедления автомобиля, сек.

Если приблизительно принять, что $t_0 = 0,2 t_1$, то зависимость s от j_{\max} для различных значений t_1 может быть рассчитана по формуле (1) и представлена на диаграмме (рис. 1).

Из рис. 1 видно, что тормозной путь существенным образом зависит от времени t_1 и от максимального замедления j_{\max} . Чем больше j_{\max} и чем меньше t_1 , тем меньше тормозной путь автомобиля. Известны различные способы уменьшения времени t_1 (повышения быстродействия тормозных систем).

Первым способом повышения быстродействия является уменьшение динамических сопротивлений трубопроводов и аппаратов привода путем выбора их оптимальных проходных сечений. Для выбора оптимальных диаметров воздухопроводов тормозных систем разработана диаграмма, соответствующая требованиям наилучшей проходимости и минимальной стоимости [3, 4].

Классические методы анализа гидравлических систем рассматривают в основном установившиеся режимы течения без учета

инерционных сил столба жидкости. Такое упрощение задачи для сравнительно длинных гидропроводов быстродействующих тормозных систем, как показали наши теоретические и экспериментальные исследования, в большинстве случаев приводит к большим ошибкам и является неприемлемым.

При динамическом расчете простейшей гидравлической цепи (рис. 2) баланс сил, приведенных к поршню 1 этой цепи, записываем в таком виде:

$$m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + \Delta p F_1 + P_{\text{вых}} \cdot \frac{f_1}{f_2} = P_{\text{вх}}, \quad (2)$$

где m — приведенная масса жидкости; y — перемещение поршня 1; Δp — гидравлические потери давления в трубопроводе; f_1 — площадь поршня 1; $P_{\text{вых}}$ — сила на выходе цепи; f_2 — площадь поршня 2; $P_{\text{вх}}$ — сила на входе цепи.

Уменьшение диаметра гидропровода, как известно, ведет к увеличению гидравлических потерь Δp и, следовательно, к увеличению времени срабатывания, с другой стороны, значительное увели-

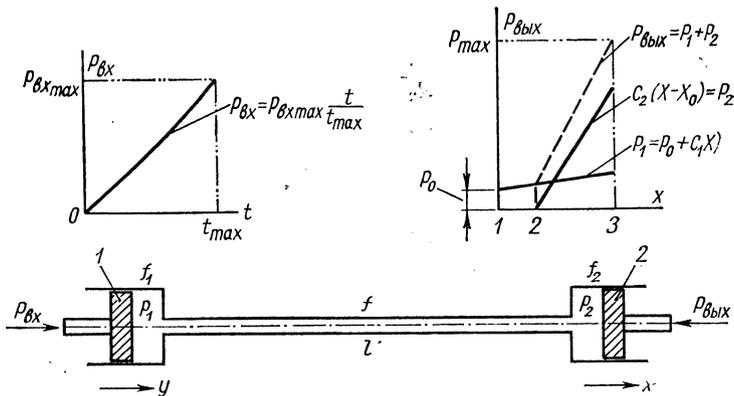


Рис. 2. Схема гидравлической цепи

чение проходного сечения трубопровода увеличивает массу m перемещаемого столба жидкости, что отрицательно сказывается на быстродействии системы и на ее стоимости. Отсюда очевидна необходимость оптимизации конструктивных параметров гидравлических контуров тормозных систем. Проводимая нами работа в этом направлении с использованием ЭВМ позволяет выяснить рациональные параметры некоторых пневмогидравлических тормозных систем.

Второй способ уменьшения времени срабатывания тормозных приводов заключается в рациональном выборе схемы привода таким образом, чтобы рабочий контур, пропускающий всю массу

рабочей среды, был по возможности наиболее коротким, а управление перепускным клапаном (например, воздухораспределителем или ускорительным клапаном) рабочего контура производилось достаточно быстродействующей магистралью управления. Этот способ достаточно эффективен и используется в автомобильном транспорте.

Третий способ сводится к применению различного рода корректирующих и ускоряющих устройств, например изодромной обратной связи в тормозном кране, пропорционально-дифференциального воздухораспределителя [6, 7], релейного управления электрических контуров и т. д.

Максимальное замедление автомобиля j_{\max} ограничивается коэффициентом сцепления φ шин с дорогой ($j_{\max} \leq \varphi g$, g — ускорение свободного падения) и только при предельном торможении всех колес автомобиля, когда тормозные силы $\sum T_i$ равны $\sum T_i = \sum R_i \varphi = G \varphi$, имеем $j_{\max} = \varphi g$.

Последний случай возможен лишь при так называемом оптимальном распределении тормозных сил, когда отношение тормозных сил T_i к мгновенным значениям динамических осевых реакций R_i для всех осей одинаково, т. е.

$$\frac{T_1}{R_1} = \frac{T_2}{R_2} = \dots = \frac{T_n}{R_n}. \quad (3)$$

Распределение тормозных сил, близкое к оптимальному, может обеспечиваться путем применения автоматических регуляторов тормозных сил. При отсутствии таких регуляторов условие (3) не соблюдается и фактическое максимальное замедление $j_{\varphi \max}$ автомобиля при предельном торможении лишь одной какой-либо оси (силы сцепления шин с дорогой другой оси используются не полностью) меньше возможного по силам сцепления замедления, т. е. $j_{\varphi \max} < \varphi g$. В случае предельного торможения без юза колес передней оси ($\frac{T_1}{R_1} > \frac{T_2}{R_2}$; $T_1 = R_1 \varphi$) и недоиспользования сил сцепления задней оси

$$j_{\varphi \max} = \frac{bg}{\frac{a+b}{\varphi} \cdot \frac{k_1}{k_1+k_2} - h} \quad (4)$$

и при предельном торможении лишь задней оси ($T_2 = R_2 \varphi$; $\frac{T_1}{R_1} < \frac{T_2}{R_2}$)

$$j_{\varphi \max} = \frac{ag}{\frac{a+b}{\varphi} \cdot \frac{k_2}{k_1+k_2} + h}, \quad (5)$$

где a , b , h — координаты центра тяжести автомобиля; k_1 , k_2 — коэффициенты пропорциональности соответственно переднего и зад-

него тормоза, равные $k_1 = \frac{MT_1}{p_1}$, $k_2 = \frac{MT_2}{p_2}$; M_{T_1} ; M_{T_2} ; p_1 , p_2 — тормозные моменты и соответствующие им давления воздуха или жидкости в рабочем органе тормоза.

Чем больше отклонение фактического распределения тормозных сил T_1 и T_2 от оптимального, тем меньше возможное значение замедления $j_{\varphi_{\max}}$ при предельном безюзовом торможении колес какой-либо оси автомобиля и, следовательно, тем больше тормозной путь. Юзовое торможение (с заблокированным колесом), как известно, считается недопустимым, так как в таком случае теряется управляемость и устойчивость автомобиля, резко повышается износ шин, снижается φ и, следовательно, увеличивается тормозной путь.

Применение автоматических регуляторов тормозных сил, автоматических противоблокировочных устройств в значительной мере, как показали исследования, содействует повышению безопасности движения автотранспорта. Следует отметить, что, согласно расчетным данным, сокращение тормозного пути автомобиля МАЗ-503 за счет применения оптимального распределения тормозных сил составляет до 50% для порожнего и до 30% для груженого.

Испытания автопоезда с регулятором тормозных сил и без регулятора показали [12], что для груженого тягача и порожнего прицепа тормозной путь составлял ($v_0 = 32$ км/ч) без регулятора 17,1 м и с регулятором 11 м, а при $v_0 = 64$ км/ч без регулятора 72,9 м, с регулятором 34,5 м. Как видно, за счет применения регулятора тормозной путь автопоезда сокращался в первом случае в 1,5, а во втором в 2 раза.

Надежность тормозной системы можно рассматривать для трех случаев: 1) исправная тормозная система; 2) частичное отключение от работы системы, например повреждение одного какого-либо контура тормозного привода; 3) выход из строя всего основного рабочего тормозного привода.

В первом случае надежной считают такую тормозную систему, у которой отклонение тормозных характеристик не выходит за допустимые пределы при заданных значениях входного сигнала (перемещения или усилия на тормозной педали) [5]. Стабильность тормозных сил T_i для заданных дорожных условий достигается, как известно, стабильностью работы колесных тормозных механизмов, обеспечением незначительных допустимых отклонений рабочих характеристик тормозного привода от номинальных, соответствующих величине сигнала на входе (тормозной педали) [8]. В этом случае весьма важным для надежности торможения является как уменьшение абсолютных значений, так и сокращение разности статических и динамических погрешностей (синхронизация работы) различных контуров тормозной системы [7].

Вероятность появления второго и третьего случая стараются по

возможности уменьшить, однако эти случаи на практике нередко повторяются. Для обеспечения затормаживания автомобиля в таких случаях (хотя и с меньшей эффективностью) предусматривают отдельные контуры тормозного привода, применение различного рода дублирующих аварийных приводов, применение различных предохранительных и отключающих клапанов и т. д.

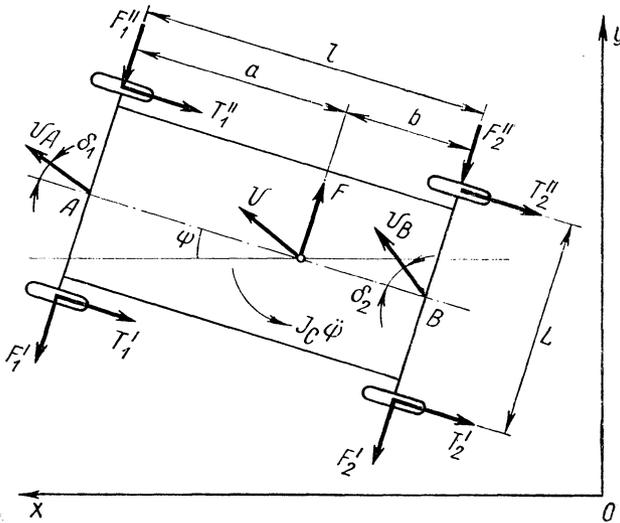


Рис. 3. Схема действия внешних сил и моментов на автомобиль при торможении

Замедление j автомобиля или автопоезда в каждый момент торможения можно подсчитать по формуле

$$j = \frac{g}{G} \sum T = \frac{g}{G} (T_1 + T_2 + \dots + T_n) = \frac{g}{G} \left(\frac{2k_1 p_1}{r_1} + \frac{2k_2 p_2}{r_2} + \dots + \frac{2k_n p_n}{r_n} \right), \quad (6)$$

где G — общий вес автомобиля или автопоезда.

Предельное (возможное по силам сцепления) значение замедления j_φ определяется из формулы (6):

$$j_\varphi = \frac{g}{G} \sum T_\varphi = \frac{g}{G} (R_1 \varphi_1 + R_2 \varphi_2 + \dots + R_n \varphi_n). \quad (7)$$

Если какой-либо контур выйдет из строя, то общее замедление соответственно уменьшится и соответствующий член в выражениях (6) и (7) приравняется нулю.

В качестве аварийной тормозной системы на отечественных автомобилях обычно используется стояночный тормоз.

Устойчивость движения. На автомобиль (рис. 3) в горизонтальной плоскости действуют следующие внешние силы и моменты: тормозные силы на правых и левых колесах T'_1, T''_1, T'_2, T''_2 ; сила инерции, проекции которой на оси записываются в виде $m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$, $m \cdot \frac{d^2y}{dt^2}$, и инерционный момент $I_C \cdot \frac{d^2\psi}{dt^2}$, приложенный в центре тяжести автомобиля C ; боковая сила F ; боковые реакции на колесах F'_1, F''_1, F'_2, F''_2 . Боковые реакции являются функциями углов увода шин, а последние зависят от кинематики движения автомобиля и приложенных к колесам нагрузок.

Движение автомобиля при нейтральном закрепленном положении управляемых колес может быть описано следующей системой уравнений (система координат $x y z$ неподвижно связана с полотном дороги):

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} - T'_1 - T''_1 - T'_2 - T''_2 = 0, \quad (8)$$

$$m \cdot \frac{d^2y}{dt^2} + F - F'_1 - F''_1 - F'_2 - F''_2 = 0, \quad (9)$$

$$I_C \cdot \frac{d^2\psi}{dt^2} + (F'_1 + F''_1) a - (F'_2 + F''_2) b \pm \Delta M_T = 0, \quad (10)$$

где I_C — момент инерции массы автомобиля m относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести C ; ψ — угол отклонения продольной оси автомобиля от линии прямолинейного движения в начале торможения (от линии прямолинейного движения, выбранной водителем); ΔM_T — поворачивающий момент, вызванный разностью тормозных сил ΔT на правых и левых колесах, причем $\Delta M_T = \frac{\Delta T L}{2}$.

Поворачивающий момент можно представить в виде

$$\Delta M_T = \frac{\lambda L}{2} \left(\frac{T'_{1\max}}{t'_{1\max}} + \frac{T''_{1\max}}{t''_{1\max}} + \frac{T'_{2\max}}{t'_{2\max}} + \frac{T''_{2\max}}{t''_{2\max}} \right) t, \quad (11)$$

где λ — коэффициент неравномерности действия тормозов, равный

$$\lambda = \frac{\Delta T}{\Sigma T_i};$$

$T_{i\max}, t_{i\max}$ — соответственно максимальная тормозная сила и время достижения этой силы на i -ом колесе.

Следует заметить, что система уравнений (8) — (10), а также дальнейшие выражения для скоростей и ускорений автомобиля приемлемы для малых значений угла ψ , что действительно в боль-

шинстве случаев движения автомобиля без юза, т. е. когда соблюдается для всех колес условие

$$\sqrt{T_i^2 + F_i^2} < \varphi R_i.$$

Боковые реакции на колесах [1, 9]

$$F_i = k_{Ti} \delta_i, \quad (12)$$

где δ_i — угол увода i -го колеса; k_{Ti} — коэффициент сопротивления боковому уводу i -го колеса при воздействии тормозной силы, равный [9]:

$$k_{Ti} = k_{0i} \sqrt{1 - \left(\frac{T_i}{\varphi R_i}\right)^2} = k_{0i} \sqrt{1 - \left(\frac{T_{i \max} \cdot \frac{t}{t_{\max}}}{\varphi R_i}\right)^2}. \quad (13)$$

Здесь k_{0i} — коэффициент сопротивления боковому уводу i -го колеса при отсутствии воздействия тормозной силы.

Можно считать, что углы увода правых и левых колес равны между собой ($\delta'_1 = \delta''_1 = \delta_1$; $\delta'_2 = \delta''_2 = \delta_2$) и выражаются так [9]:

$$\delta_1 = \frac{1}{\frac{dx}{dt}} \left(a \cdot \frac{d\psi}{dt} + \frac{dy}{dt} \right) - \psi, \quad (14)$$

$$\delta_2 = \frac{1}{\frac{dx}{dt}} \left(-b \cdot \frac{d\psi}{dt} + \frac{dy}{dt} \right) - \psi. \quad (15)$$

После подстановки приведенных выражений в систему уравнений (8) — (10) и выполнения соответствующих преобразований получаем:

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} - At = 0, \quad (16)$$

$$m \cdot \frac{d^2y}{dt^2} \cdot \frac{dx}{dt} + F \cdot \frac{dx}{dt} - B_1 \cdot \frac{dy}{dt} + B_1 \psi \cdot \frac{dx}{dt} - B_2 \cdot \frac{d\psi}{dt} = 0, \quad (17)$$

$$\begin{aligned} I_C \cdot \frac{d^2\psi}{dt^2} \cdot \frac{dx}{dt} \pm \frac{A \lambda L}{2} \cdot \frac{dx}{dt} \cdot t + B_3 \cdot \frac{d\psi}{dt} - \\ - B_2 \psi \cdot \frac{dx}{dt} - B_2 \cdot \frac{dy}{dt} = 0, \end{aligned} \quad (18)$$

где коэффициенты A , B_1 , B_2 , B_3 равны

$$A = \frac{T'_{1\max}}{t'_{1\max}} + \frac{T''_{1\max}}{t''_{1\max}} + \frac{T'_{2\max}}{t'_{2\max}} + \frac{T''_{2\max}}{t''_{2\max}},$$

$$B_1 = k'_{T_1} + k''_{T_1} + k'_{T_2} + k''_{T_2},$$

$$B_2 = (k'_{T_1} + k''_{T_1}) a - (k'_{T_2} + k''_{T_2}) b,$$

$$B_3 = (k'_{T_1} + k''_{T_1}) a^2 + (k'_{T_2} + k''_{T_2}) b^2.$$

Анализ уравнений (16) — (18) показывает, что при действии указанной системы внешних сил и моментов на автомобиль при торможении он будет отклоняться от прямолинейного движения вследствие бокового увода шин. Степень отклонения траектории движения автомобиля от прямолинейного направления зависит от величины действующей боковой силы F , коэффициента неравномерности действия тормозов λ и жесткости шин.

Решение системы уравнений (16) — (18) позволяет определить зависимость $S = f_1(t)$, $v = f_2(t)$, $\psi = f_3(t)$ при различных значениях λ и F .

В частном случае, когда $F = 0$, $\lambda \neq 0$, уравнения (16) — (18) упрощаются и при решении можно получить выражение для радиуса кривизны траектории движения автомобиля:

$$R = \frac{k_{T_1} k_{T_2}}{k_{T_1} + k_{T_2}} \cdot \frac{4l^2}{A \lambda L t}, \quad (19)$$

где k_{T_1} , k_{T_2} — соответственно жесткость передних и задних шин; l , L — соответственно база и колея автомобиля.

Из выражения (19) следует, что величина радиуса кривизны траектории зависит от жесткости шин, коэффициента неравномерности действия тормозов, колеи и базы автомобиля и времени торможения. Следовательно, в каждом конкретном случае величина радиуса кривизны будет величиной переменной и может достигнуть своей минимальной величины при достижении автомобилем максимального замедления.

Величина разности левых и правых тормозных сил ΔT , как известно, обуславливается многими причинами, главным образом, наличием разных статических и динамических погрешностей в тормозных контурах управления правыми и левыми тормозами, нестабильностью рабочих характеристик тормозов, неодинаковостью сил сцепления (правых и левых) шин с дорогой при предельном торможении и т. д. Решение системы уравнений (16) — (18) на ЭВМ позволяет в целях повышения безопасности установить допустимые значения ΔT для разных режимов торможения исходя из заданных величин так называемого «коридора безопасности».

Л и т е р а т у р а

1. Антонов Д. А. Экспериментальные зависимости по боковому уводу шин. «Автомобильная промышленность», 1963, № 5.
2. Афанасьев Л. Л. Безопасность движения — важная проблема современной автомобилизации. В сб.: «Аннотации докладов XXVI научно-исследовательской конференции МАДИ». М., 1968.
3. Бельский Ю. Б., Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Новое в конструкции и расчете тормозов автомобиля. М., 1965.
4. Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Повышение скорости срабатывания пневматических тормозных приводов. «Автомобильная промышленность», 1964, № 5.
5. Максаетян Г. В. Надежность тормозных механизмов автомобилей. Ереван, 1965.
6. Метлюк Н. Ф., Бельский Ю. Б., Гилелес Л. Х., Пиковский Л. М., Дронин М. И., Ковалевский В. И. Воздухораспределительный клапан. Авт. свидетельство № 177289. 1965.
7. Метлюк Н. Ф., Дронин М. И. К выбору рабочих характеристик тормозных приводов автопоездов. «Изв. вузов. Машиностроение», 1965, № 8.
8. Метлюк Н. Ф. Исследование и расчет тормозных механизмов. «Автомобильная промышленность», 1968, № 5.
9. Роккар И. Неустойчивость в механике. М., 1959.
10. Чудаков Е. А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении. М., 1952.
11. Wilfert K. Sicherheits- Probleme bei der Entwicklung von Personen wagen. „Automobiltechn. Z.“, 1967, 69. № 2.
12. Morse R. Brake proportioning valves improve braking response. „SAE Journal“, 1967, 75, № 9.